

51

Int. Cl. 2:

F 02 C 7/34

19

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES



PATENTAMT

DE 29 05 709 A 1

11

Offenlegungsschrift 29 05 709

21

Aktenzeichen: P 29 05 709.8

22

Anmeldetag: 15. 2. 79

43

Offenlegungstag: 23. 8. 79

31

Unionspriorität:

32 33 31

16. 2. 78 Großbritannien 6184-78

54

Bezeichnung:

Kombinierte Wärme- und Krafterzeugungsanlage

71

Anmelder:

The English Electric Co. Ltd., London

74

Vertreter:

Reichel, W., Dr.-Ing.; Reichel, W., Dipl.-Ing.; Pat.-Anwälte,
6000 Frankfurt

72

Erfinder:

Hughes, David Leslie, Market Harborough;
Lowder, Joseph Roger Anthony, Hinkley; Leicester (Großbritannien)

BEST AVAILABLE COPY

DE 29 05 709 A 1

THE ENGLISH ELECTRIC COMPANY LIMITED, London, England

Patentansprüche

(1.) Kombinierte Wärme- und Krafterzeugungsanlage mit einer Gasturbine, die von einer Brennkammer mit Gas versorgt wird, und mit einem Kompressor, der der Brennkammer Versorgungsluft zuführt, wobei von einer Ausgangswelle der Gasturbine mechanische Kraft abgenommen wird und aus den Abgasen der Gasturbine Wärme abgeleitet wird, sowie mit einem Wärmeaustauscher,

d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
daß ein erstes Element (6) des Wärmeaustauschers (5) im Abgasweg der Gasturbine (1) und ein zweites Element (4) des Wärmeaustauschers (5) im Luftweg zwischen dem Kompressor (2) und der Brennkammer (3) angeordnet ist und daß eine Steuerorgananordnung (A, B, C) zur Steuerung der Wärmeübertragung zwischen den Abgasen der Gasturbine (1) und der der Brennkammer (3) zugeführten Verbrennungsluft vorgesehen ist, um die relativen Anteile der Wärmeabgabe und der mechanischen Kraftabgabe der Anlage zu steuern.

2. Anlage nach Anspruch 1,

d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
daß der Weg zwischen dem Kompressor (2) und der Brennkammer (1) einer von zwei parallelen Wegen ist, wobei der zweite ein direkter Weg (7) ist, und daß die Steuerorgananordnung (A, B) so angeordnet ist, daß sie die relativen Anteile der durch die beiden Wege strömenden Verbrennungsluft steuert.

909834/0756

ORIGINAL INSPECTED

3. Anlage nach Anspruch 2,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Steuerorgananordnung aus einem einzigen Steuerorgan in einem der beiden parallelen Wege besteht.
4. Anlage nach Anspruch 2,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Steuerorgananordnung aus einem einzigen Zweiwegeventil (A oder B) an einer Verbindungsstelle zwischen den beiden parallelen Wegen besteht.
5. Anlage nach Anspruch 2,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Steuerorgananordnung an jeder der beiden Verbindungsstellen der beiden parallelen Wege ein Zweiwegeventil (A, B) aufweist und daß diese beiden Ventile mechanisch oder elektrisch miteinander gekuppelt sind.
6. Anlage nach einem der Ansprüche 1 bis 5,
gekennzeichnet durch
eine Steuer- oder Regeleinrichtung zur Steuerung der Steuerorgananordnung in Abhängigkeit von einem Eingangssignal.
7. Anlage nach Anspruch 6 in Kombination mit einer thermischen Last, der durch zirkulierendes Wasser Wärme zugeführt wird, das in einem weiteren Wärmeaustauscher durch die Abgase der Gasturbine erhitzt wird,
dadurch gekennzeichnet,
daß das Eingangssignal von der Temperatur des zur thermischen Last zurückkehrenden Wassers in bezug auf eine Referenztemperatur abgeleitet wird, um eine Steuerung mit einer geschlossenen Schleife (Regelung) vorzusehen.

909834/0756

ORIGINAL INSPECTED
3000000000

8. Anlage nach Anspruch 6 in Kombination mit einer thermischen Last, der durch zirkulierendes Wasser Wärme zugeführt wird, das in einem weiteren Wärmeaustauscher durch die Abgase der Gasturbine erhitzt wird,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
daß das Eingangssignal von Einrichtungen (19 bis 25) abgeleitet wird, die auf die thermische Last und den Kraftbedarf in einer solchen Weise ansprechen, daß sie eine Rückgewinnungskennlinie vorsehen, bei der es sich um eine vorbestimmte Funktion des Wärmebedarfs und des Kraftbedarfs handelt.

9. Anlage nach Anspruch 7 oder 8,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
daß im Abgasweg der Gasturbine (1) hinter dem ersten Element (6) des ersten Wärmeaustauschers (5), jedoch vor dem weiteren Wärmeaustauscher (11) ein Hilfswärmegenerator (16) vorgesehen ist und daß der Hilfswärmegenerator so ansteuerbar ist, daß er eingeschaltet wird, wenn die Steuerorgananordnung (A) so eingestellt ist, daß zwischen den Abgasen der Gasturbine (1) und der Zuluft zu der Gasturbine eine minimale Wärmeübertragung stattfindet, und wenn die gemessene Temperatur des zirkulierenden Wassers unter einem vorbestimmten Wert ist.

10. Anlage nach Anspruch 7, 8 oder 9,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
daß eine weitere Steuerorgananordnung (D) und eine Kühlvorrichtung vorhanden sind und daß die weitere Steuerorgananordnung im Abgasweg hinter dem Primärelement (6) des ersten Wärmeaustauschers (5), jedoch vor dem weiteren Wärmeaustauscher (11) angeordnet ist und derart steuerbar ist, daß sie Abgase der Gasturbine (1) der Kühlvorrichtung zuführt, wenn die erste Steuerorgananordnung (A) so eingestellt ist, daß zwischen den Abgasen der Gasturbine und der Zuluft eine maximale Wärmeübertragung stattfindet, und wenn die gemessene Temperatur des zirkulierenden Wassers oberhalb eines vorbestimmten Wertes ist.

909834/0756

11. Verfahren zum Betreiben der kombinierten Wärme- und Kraftherzeugungsanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerorgananordnung in Übereinstimmung mit einer vorbestimmten Bedarfskennlinie des Wärme-zu-Kraft-Verhältnisses auf eine Zwischenposition eingestellt wird.

12. Verfahren nach Anspruch 11 zum Betreiben der Anlage in Kombination mit einer veränderlichen, aber bestimmbaren thermischen Last und einer veränderlichen, aber bestimmbaren elektrischen Last, die beide so angeordnet sind, daß sie von der durch die Turbine abgegebenen Wärme und abgegebenen Kraft versorgt werden, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerorgananordnung für eine vorbestimmte Zeitperiode auf eine Zwischenposition eingestellt wird, die für einen Rückgewinnungsfaktor sorgt, der während dieser Zeitperiode dem Mittelwert des Verhältnisses des Wärmebedarfs zum Kraftbedarf entspricht.

13. Verfahren nach Anspruch 11 zum Betreiben der Anlage in Kombination mit einer veränderlichen, aber bestimmbaren thermischen Last und einer veränderlichen, aber bestimmbaren elektrischen Last, die beide so angeordnet sind, daß sie von der durch die Turbine erzeugten Wärme und Kraft versorgt werden, sowie in Kombination mit einem Hilfswärmegenerator, der die Abgase der Gasturbine aufheizt, wenn der Wärmebedarf durch die von der Turbine abgegebene Wärme nicht gedeckt werden kann, und einer Kühlvorrichtung, zu der überschüssige Abgaswärme geleitet werden kann, wenn der Wärmebedarf geringer als die Wärme ist, die die Anlage bei voller Rückgewinnung abgibt, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerorgananordnung in bezug auf eine Zwischenposition verstellt wird, die für eine vorbestimmte Zeitperiode einen Rückgewinnungsfaktor einstellt, der in dieser Zeitperiode dem Mittelwert des Verhältnisses aus dem Wärmebedarf zum Kraftbedarf entspricht.

909834/0756

THE ENGLISH ELECTRIC COMPANY LIMITED, London, England

Kombinierte Wärme- und Krafterzeugungsanlage

Die Erfindung bezieht sich auf eine kombinierte Wärme- und Krafterzeugungsanlage von einer Bauart, in der eine Gasturbine verwendet wird, und befaßt sich insbesondere, jedoch nicht ausschließlich mit einer derartigen Anlage, die zur Verwendung in einem Industriebetrieb geeignet ist.

Die Abgase einer Gasturbine haben im allgemeinen einen sehr hohen Wärmegehalt, der, falls er ungenutzt abgeführt wird, zu einer Verminderung des Gesamtwirkungsgrades führt. Die meisten Industriebetriebe haben aber sowohl Wärme- als auch Kraftverbraucher, so daß zur Herabsetzung der Energieverluste die Möglichkeit besteht, die Abgaswärme der Gasturbine den Wärmeverbrauchern zuzuführen.

Der Ausdruck "Kraft" wird hier für die mechanische Energie- oder Leistungsabgabe der Gasturbine (oder die entsprechende elektrische Umformungsgröße) und nicht für die thermische Kraft des Abgasstromes benutzt.

Gasturbinen werden seit vielen Jahren erfolgreich in kombinierten Wärme- und Krafterzeugungsanlagen eingesetzt, falls dafür das örtliche Energiebedarfsprofil geeignet ist. Ein geeignetes Energiebedarfsprofil liegt im allgemeinen nur dann vor, wenn in dem Industriebetrieb Produktionswärme benötigt wird und das betriebliche Wärme-zu-Kraft-Verhältnis im Verlaufe eines gesamten Jahres hinreichend konstant ist. Zahlreiche Industriebetriebe sind jedoch nicht in diese erste Kategorie, sondern in eine zweite Kategorie von Betrieben einzuordnen, bei denen ein

Produktionswärmebedarf nicht anfällt. Diese Betriebe zeigen sehr große tägliche und jahreszeitliche Schwankungen des Wärme/Kraft-Verhältnisses und werden daher normalerweise für den Einsatz von Gasturbinen als ungeeignet betrachtet. Für sie können vielleicht gerade noch Dieselmotoren eingesetzt werden. Die Problematik hat in Verbindung mit anderen Schwierigkeiten dazu beigetragen, daß während der letzten beiden Jahrzehnte der Einsatz von kombinierten Wärme- und Krafterzeugungsanlagen mit Gasturbinen in Industriebetrieben nur relativ langsam angewachsen ist.

Das Verhältnis der Kraftabgabe zur Wärmeabgabe kann man dadurch erhöhen, daß die Abwärme in die Zuluft für die Gasturbine zurückgeführt wird. Eine Gasturbinenanlage enthält grundsätzlich einen Luftkompressor, der einer Brennkammer Luft zuführt, in der ein gasförmiger oder flüssiger Brennstoff verbrannt wird, um ein unter hohem Druck stehendes Turbinenladegas vorzusehen. Der Kompressor kann auf der Turbinenwelle angeordnet sein, oder er kann von einer Kompressorturbine angetrieben werden, der der gleiche Gasstrom zugeführt wird. Darüberhinaus ist die Turbinenwelle im allgemeinen mit einem elektrischen Generator gekuppelt. Die Rückführung der Abwärme geschieht mit Hilfe eines Wärmeaustauschers, der im allgemeinen Rekuperator genannt wird. Ein Primärelement des Rekuperators ist in den Abgasweg der Gasturbine eingeschaltet, und ein Sekundärelement des Rekuperators befindet sich im Weg zwischen dem Luftkompressor und der Brennkammer.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine mit Rückgewinnung arbeitende kombinierte Wärme- und Krafterzeugungsanlage zu schaffen, die auch für Energieverbraucher geeignet ist, die ein veränderliches oder schwankendes Wärme-zu-Kraft-Verhältnis aufweisen.

909834/0756

ORIGINAL INSPECTED

Zur Lösung dieser Aufgabe ist eine kombinierte Wärme- und Krafterzeugungsanlage mit einer Gasturbine, die von einer Brennkammer Gas erhält, und mit einem Kompressor, der die Brennkammer mit Luft versorgt, wobei an einer Ausgangswelle der Gasturbine mechanische Kraft abgenommen wird und den Abgasen der Gasturbine Wärme entzogen wird, sowie mit einem Wärmeaustauscher nach der Erfindung dadurch gekennzeichnet, daß ein Primärelement des Wärmeaustauschers in den Abgasweg der Gasturbine eingeschaltet ist und ein Sekundärelement des Wärmeaustauschers in einen Luftweg zwischen dem Kompressor und der Brennkammer eingeschaltet ist und daß zur Steuerung der Wärmeübertragung zwischen den Abgasen und der Zuluft eine Ventil- oder Steuerorgananordnung vorgesehen ist, so daß die relativen Anteile der Wärmeabgabe und der mechanischen Kraftabgabe der Anlage gesteuert werden können.

Der Weg zwischen dem Kompressor und der Brennkammer kann einer von zwei parallelen Wegen sein, wobei der zweite ein direkter Weg ist, der also nicht durch den Wärmeaustauscher läuft. Die Steuerorgananordnung ist dann so ausgebildet, daß sie die relativen Anteile der Zuluft in den beiden parallelen Wegen steuert.

Die Steuerorgananordnung kann aus einem einzigen Ventil bestehen, das in einem der beiden parallelen Wege angeordnet ist. Es kann aber auch ein einziges Zweiwegventil vorgesehen sein, das an einer Verbindungsstelle zwischen den beiden parallelen Wegen angeordnet ist.

Andererseits kann aber auch die Steuerorgananordnung an jeder Verbindungsstelle der beiden parallelen Wege ein Zweiwegeventil aufweisen. Die beiden Zweiwegeventile sind dann vorzugsweise mechanisch oder elektrisch miteinander gekuppelt.

Die Steuerorganordnung kann gemäß einer vorbestimmten Bedarfskennlinie des Wärme-zu-Kraft-Verhältnisses auf eine Zwischenposition eingestellt sein. Falls diese Zwischenposition in geeigneter Weise gewählt ist, kann man ein gewisses Maß an statischem oder periodischem Gleichgewicht aufrechterhalten.

Es kann eine Steuer- oder Regeleinrichtung vorhanden sein, die die Steuerorgananordnung in Abhängigkeit von einem Eingangssignal steuert und auf diese Weise eine automatische Steuerung gestattet. Wenn die Anlage in Kombination mit einer thermischen Last betrieben wird, der durch zirkulierendes Wasser Wärme zugeführt wird, das in einem weiteren Wärmeaustauscher durch Abgase der Gasturbine erhitzt wird, kann das Eingangssignal von der Temperatur des von der thermischen Last zurückkehrenden Wassers in bezug auf eine Referenztemperatur abgeleitet werden, um eine Steuerung mit einer geschlossenen Schleife bzw. einer Regelung vorzusehen. Abweichend davon kann das Eingangssignal auch von Einrichtungen abgeleitet werden, die auf die thermische Last und den Kraftbedarf in einer solchen Weise ansprechen, daß sie eine Rückgewinnungskennlinie vorsehen, d.h. das Ausmaß der Wärmeübertragung in dem Wärmeaustauscher, wobei diese Rückgewinnungskennlinie eine vorbestimmte Funktion des Wärmebedarfs und des Kraftbedarfs ist.

In derartigen Fällen kann ein Hilfswärmegenerator in dem Abgasweg hinter dem Primärelement des ersten Wärmeaustauschers, jedoch vor dem weiteren Wärmeaustauscher vorgesehen sein, und der Hilfswärmegenerator kann so ausgelegt sein, daß er eingeschaltet wird, wenn die Steuerorgananordnung so eingestellt ist, daß zwischen den Abgasen und der Verbrennungsluft eine minimale Wärmeübertragung stattfindet, und wenn die gemessene Temperatur des zirkulierenden Wassers unter einen vorbestimmten Wert abfällt, was bedeutet, daß der Wärmebedarf nicht gedeckt wird.

909834/0756

ORIGINAL INSPECTED

Ferner können eine weitere Steuerorgananordnung und eine Kühlvorrichtung vorhanden sein. Die weitere Steuerorgananordnung ist dann im Abgasweg hinter dem ersten Wärmeaustauscher, jedoch vor der thermischen Last angeordnet und wird so gesteuert, daß sie Abgase zu der Kühlvorrichtung leitet, wenn die erste Steuerorgananordnung so eingestellt ist, daß zwischen den Abgasen und der Zuluft ein maximaler Wärmeübergang stattfindet, und wenn die gemessene Temperatur des zirkulierenden Wassers oberhalb eines vorbestimmten Wertes ist, was bedeutet, daß die Wärmekapazität der Anlage größer als der Wärmebedarf ist.

Wenn die genannte Kombination eine veränderliche, aber vorherbestimmbare thermische Last und eine veränderliche, aber vorherbestimmbare elektrische Last aufweist und die beiden Lasten durch die von der Anlage abgegebene Wärme und Kraft versorgt werden, kann die Steuerorgananordnung für eine vorbestimmte Zeitperiode auf eine Zwischenposition eingestellt werden, die für einen Rückgewinnungsfaktor sorgt, der dem Mittelwert des Verhältnisses von Wärmebedarf zu Kraftbedarf entspricht. Der Rückgewinnungsfaktor gibt den Anteil der Abgaswärme an, die zur Zuluft übertragen wird.

Wenn die Wärme- und Krafterzeugungsanlage mit einer veränderlichen, aber vorherbestimmbaren thermischen Last sowie einer veränderlichen, aber vorherbestimmbaren elektrischen Last kombiniert ist, und die beiden Lasten durch die von der Anlage abgegebene Wärme und Kraft versorgt werden und wenn darüber hinaus die Anlage mit einem Hilfswärmegenerator ausgerüstet ist, der zum Aufheizen

der Abgase der Gasturbine eingeschaltet wird, falls der Wärmebedarf durch den von der Gasturbine bereitgestellten Anteil an Wärme nicht gedeckt wird, und eine Kühlvorrichtung vorgesehen ist, der überschüssige Abgaswärme zugeführt wird, falls der Wärmebedarf geringer als die Wärmeabgabe der mit voller Rückgewinnung fahrenden Anlage ist, wird die Steuerorgananordnung vorzugsweise in bezug auf eine Zwischenposition verstellt, die für eine vorbestimmte Zeitperiode einen Rückgewinnungsfaktor einstellt, der dem Mittelwert des Verhältnisses von Wärmebedarf zu Kraftbedarf entspricht. Das Ausmaß, um das die Steuerorgananordnung gegenüber der Zwischenposition verstellt wird, kann man leicht in Abhängigkeit von den relativen thermischen Wirkungsgraden des Hilfswärmegenerators und der Anlage in einer solchen Weise ableiten, daß die Energieverluste minimal sind.

In folgenden Texten und von Zeichnungen eine nach der Erfindung ausgebildete kombinierte Wärme- und Kraft-erzeugungsanlage erläutert. Es zeigt:

F i g . 1 eine grafische Darstellung des in Wochen unterteilten jährlichen Kraft- und Wärmeenergiebedarfes für einen besonderen Industriebetrieb.

F i g . 2a und 2b ähnliche grafische Darstellungen des in Stunden unterteilten Kraft- und Wärmeenergiebedarfes für zwei verschiedene Wochen desselben Jahres,

F i g . 3 eine grafische Darstellung der zeitlichen Verteilung des Wärme-zu-Kraft-Verhältnisses in einem Jahr,

F i g . 4 eine schematische Darstellung der Hauptkomponenten einer kombinierten Wärme- und Krafterzeugungsanlage mit steuerbarer Rückgewinnung nach der Erfindung,

F i g . 5 eine grafische Darstellung des Energiefluß-Kennfeldes für den gleichen Industriebetrieb und eine besondere Gasturbine,

F i g . 6 eine grafische Darstellung des Brennstoffleistungsbedarfes der Turbine in Abhängigkeit von der Last für verschiedene Rückgewinnungsfaktoren,

F i g . 7 eine schematische Darstellung eines Ausführungsbeispiels eines Steuerungsschemas mit geschlossener Schleife,

F i g . 8 eine schematische Darstellung eines Ausführungsbeispiels eines Steuerungsschemas mit offener Schleife,

F i g . 9 grafische Darstellungen des erforderlichen Rückgewinnungsfaktors (das ist der Anteil der Abgaswärme, die zur Ladeluft zurückgeführt wird) bei verschiedenartigen Betriebsbedingungen der Wärme- und Kraftleistungsabgabe für eine besondere Turbine und

F i g . 10 ein Blockdiagramm einer auf die Anordnung nach der Fig. 7 anwendbaren Steuerschaltung mit offener Schleife.

In der Fig. 1 ist für ein bestimmtes Jahr das Energiebedarfsprofil eines industriellen Betriebes dargestellt, der im Laufe des Jahres ein sehr stark änderndes Verhältnis zwischen dem Wärmebedarf und dem Kraftbedarf hat. Bei einigen Industriebetrieben kann man die für Produktionszwecke erforderliche Wärme direkt von der Abgaswärme der Turbine ableiten, und diese Wärme ist betragsmäßig von einer solchen Menge, daß sie die Schwankungen der für Heizzwecke benötigten Wärme überdeckt. In einem solchen Fall wäre es relativ leicht, die Wärme- und Kraftenergie dem Betrieb von einer Zentralturbine zuzuführen, da sich das Verhältnis zwischen Wärmeenergie und Kraftenergie wenig ändert. Bei dem Betrieb, dessen jährliches Energiebedarfsprofil die Fig. 1 zeigt, ist die für Produktionszwecke benötigte Wärme gering. Der Wärmebedarf ändert sich daher in einem hohen Maße in Abhängigkeit vom Wetter. Der Kraftbedarf ist im Verlaufe des Jahres relativ konstant.

In den Fig. 2a und 2b sind im einzelnen die Wärme- und Kraftbedarfsprofile für zwei besondere Wochen im Jahr dargestellt. Dabei handelt es sich im Falle der Darstellung nach der Fig. 2a um eine Woche im Winter und bei der Darstellung nach der Fig. 2b um eine Woche im Sommer.

Die Fig. 3 zeigt für das gleiche Jahr die Verteilung des Wärme-zu-Kraft-Verhältnisses (Q/P -Verhältnis), d.h. die auf ein Jahr bezogene Anzahl der Stunden bzw. die auf ein Jahr bezogene Zeit für jeden Wert des Q/P -Verhältnisses. Der Mittelwert der Verteilungskurve ergibt sich etwa zu 2,9. Das bedeutet, daß das Q/P -Verhältnis genauso oft oberhalb von 2,9 wie es unterhalb dieses Wertes ist. Wenn man für diesen Betrieb eine Wärme- und Krafterzeugungsanlage mit einem festen Q/P -Verhältnis verwenden würde, müßte man in erster Annäherung für dieses Verhältnis den angeführten Mittelwert verwenden. Eine solche Anlage hätte jedoch eine relativ niedrige Effizienz, da man für höhere, aber durchaus

909834/0756

ORIGINAL INSPECTED

aus, wenn die Temperatur der beiden Körper gleich ist. Die Wärmeabgabe ist also umgekehrt proportional der Temperaturdifferenz. Die Wärmeabgabe ist also umgekehrt proportional der Temperaturdifferenz. Die Wärmeabgabe ist also umgekehrt proportional der Temperaturdifferenz.

909834 / 0756

Ein Zweiwegeventil A lenkt den Kompressorluftstrom entweder durch den Rekuperator oder durch einen Nebenschluß 7. Der Kompressorluftstrom kann auch in einem gewünschten Verhältnis auf die beiden Wege aufgeteilt werden. Ein ähnliches Ventil B befindet sich an der anderen Verbindungsstelle zwischen dem Nebenschluß 7 und dem Rekuperator 5. Die beiden Ventile sind mechanisch oder elektrisch miteinander gekoppelt, so besteht die Möglichkeit, entweder das Sekundärellement 4 des Rekuperators 5 oder den Nebenschluß 7 vollständig abzuschließen, falls es erforderlich ist.

Die Steuerung der Druckluft kann, wie ein weiterer Nebenschluß 8 mit einem Zweiwegeventil C beim Primärellement 6 vorgesehen ist, besteht die Möglichkeit, daß das Abgas den Rekuperator 5, Nebenschluß 7 und direkt zu einem Abwärmekoiler gelangt. Diesen Koeffizienten kann das für den Betrieb erforderliche Wärmeleistung entnommen. Dazu ist eine Heißwasserzirkulation 9 vorgesehen. Die Restwärme des Abgases wird ebenfalls ausgeführt, um eine Kondensation im Schornsteinsystem zu vermeiden.

Es ist zu beachten, daß im Prinzip nur eines der Ventile A und B erforderlich ist. Wenn das Ventil A ausgewählt wird, dann ist der Nebenschluß 7 für das Sekundärellement 4 wegzulassen, wird. Vorzugsweise wird lediglich das Ventil A vorgesehen.

In der Fig. 5 sind die Energiefluß-Kennfelder für eine besondere Gasturbine und einen besonderen Industriebetrieb dargestellt. Jeder Punkt innerhalb der Grenzen der Turbinenkennlinie hat drei Koordinaten, und zwar (1) die Turbinenlast (gezeigt von 40% bis 100%), (2) das Wärme/Kraft-Bedarfsverhältnis Q/P und (3) das Wärmeverhältnis oder den Rückgewinnungsfaktor R beginnend mit einem Wert von Null bei voll wirksamem Nebenschluß bis zu einem Maximumwert von

909834/0756

ORIGINAL INSPECTED

0,6, der von der Abwärmegewinnung in die Verbrennungsluft übertragen wird.

Die Betriebskennlinien des Verhältnisses der gesamten Leistungsaufnahme (aus dem elektrischen Netz und dem Turbinenbrennstoff) zur Kraftleistungsabgabe, E/P , gegenüber dem Wärme/Kraft-Bedarfsverhältnis hat den gleichen Q/P -Maßstab und einen E/P -Maßstab, der dem Turbinenlastmaßstab entspricht.

Die Kennlinien nach der Fig. 5 sind mit Hilfe der Angaben in der Fig. 5 konstruiert. Die Kurven für den Brennstofffluß in Abhängigkeit von der Last der besonderen Turbine zeigt, und eine Familie dieser Kurven für einen Bereich des Rückgewinnungsfaktors R darstellt. Für die beiden Werte von 0% und 69,4% dieses Rückgewinnungsfaktors R sind die Kennlinien wie folgt konstruiert:

$$1. \text{ Wiedergewinnbare Abwärme} = \dot{m} C_p (t_e - t_s) = Q$$

Dabei gilt: \dot{m} = Abgas-Massenfluß

C_p = spezifische Wärme der Abgase

t_e = Abgastemperatur

t_s = minimale zulässige Schornsteintemperatur (200 °C).

2. Der Brennstoffenergiefluß (E) ist der Fig. 6 für die fraglichen R -Werte unmittelbar entnommen.

Wenn somit Q und E gegeben sind, ist es möglich, eine Kurve E/P in Abhängigkeit von Q/P zu konstruieren. Die Werte von E/P , die ausgewählten Lastwerten entsprechen, werden aus der Fig. 6 abgeleitet, und diese Punkte sind auf den beiden Kennlinien, $R = 0\%$ und $R = 69,4\%$, markiert. Gemeinsame Lastpunkte sind dann über gerade Linien miteinander verbunden. Für diese Konstruktion wird angenommen, daß E/P linear mit Q/P bei konstanter Last mit abnehmendem Rückge-

909834/0756

ORIGINAL INSPECTED

winnungsfaktor zunimmt. Diese Annahme ist mit der Annahme in der Fig. 6 kompatibel.

Jede Lastlinie zwischen den beiden erstellten Konstant-Rückgewinnungslinien kann man aufgrund der gleichen linearen Grundlage aufteilen, wie eine vertikale Lastlinie in der Fig. 6 durch die verschiedenen Rückgewinnungslinien aufgeteilt ist.

Für die Betriebskennlinie gilt:

E = gesamte Leistungsaufnahme, d.h. $P + Q/nb$ kW
 P = Kraftleistung, Bedarf/Verbrauch kW
 Q = Wärmeleistung, Bedarf/Verbrauch kW
 nb = Boilerwirkungsgrad

Folglich ist E/P in Abhängigkeit von Q/P in Wirklichkeit nur eine Angabe über den Boilerwirkungsgrad, d.h.

$$\frac{E}{P} = \frac{(P + Q/nb)}{P} = 1 + \frac{Q}{P} \cdot \frac{1}{nb}$$

Die Betriebskennlinie entspricht folglich einer Kurve von $1 + \frac{Q}{P} \frac{1}{nb}$ in Abhängigkeit von $\frac{Q}{P}$, also einer Linie, die sehr dicht bei einer Steigung von 45° liegt.

Der Fig. 5 kann man entnehmen, daß die Kraftmaschine weder bei voller Rückgewinnung ($R = 0,8$) noch bei fehlender Rückgewinnung ($R = 0$) den Anforderungen des Betriebs angepaßt ist. Die Kennlinien mit teilweiser Rückgewinnung, die einem Rückgewinnungsfaktor von 30 und 40% entsprechen, schneiden allerdings den Q/P -Mittelwert des Betriebes grob gesehen bei Lastbedingungen von 90% bzw. 70%. Dies legt die Vermutung nahe, daß bei einer effektiven Rückgewinnung von 30% bis 40% eine maximale Einsparung auftritt. Für eine erste Annäherung mag dies zufriedenstellend sein. Unglücklicherweise ist aber die Auswahl des optimalen Rückgewinnungsfaktors wesent-

lich komplizierter, da er auch von den Kosten des Wärmeaustauschers und der Effizienz des Zusatzwärmesystems abhängt. Wenn beispielsweise die zusätzlich benötigte Wärme nahezu mit einer Effizienz von 100% gewonnen werden könnte, träten die Energieverluste im System lediglich bei der Abgabe ungenutzter Wärme auf, und, um zu vermeiden, daß Wärme ungenützt abgegeben wird, wäre eine maximale Rückgewinnung erforderlich. Die Wahl des Rückgewinnungsfaktors würde in diesem Fall durch die Kosten des Wärmeaustauschers bestimmt werden. Falls die Effizienz der zusätzlichen Wärmeerzeugung beispielsweise auf 80% abfällt, geht sowohl bei der Gewinnung der Zusatzwärme als auch bei der Abgabe ungenutzter Wärme Energie verloren. Der Rückgewinnungsfaktor sollte daher so gewählt werden, daß der jährliche Energiemengenverlust auf einem Minimum gehalten wird. Wenn die Effizienz der Wärmewiedergewinnung abnimmt, bewegt sich die optimale Kennlinie in der Fig. 5 auf die rechte Seite des mittleren Wärme-zu-Kraft-Verhältnisses des Industriebetriebes.

Im allgemeinen ist das statische Anpassungsverfahren für Betriebe, die ein Kraftverteilungsspektrum mit einem einzigen dominanten Q/P-Wert haben, bestens geeignet. Es ist unwahrscheinlich, daß irgendeine Kraftmaschinen-Bauart jemals eine hinreichende Flexibilität haben wird, um alle möglichen Spektren abzudecken. Aus der Fig. 5 ist allerdings ersichtlich, daß man durch Verwendung einer einzigen Gas-generator-Bauart und durch Auswahl einer Reihe von Rückgewinnungsfaktoren für einen großen Bereich von mittleren Wärme-zu-Kraft-Verhältnissen eine Anpassung vorsehen kann.

Eine beachtliche Verbesserung der statischen Anpassung, insbesondere für Fälle, bei denen im Bereich der Q/P-Werte eine einzige dominante Spitze nicht auftritt, kann man durch periodische Anpassung bewerkstelligen. Dazu wird ein Rekuperator mit dem höchstmöglichen Rückgewinnungsfaktor in den Primärgasweg in Abhängigkeit von den gerade herrschen-

den Betriebsanforderungen ein- oder ausgeschaltet. Dieser Schaltvorgang kann jahreszeitlich, täglich oder sogar stündlich vorgenommen werden.

Bei einem bevorzugten System nach der Erfindung wird eine dynamische Anpassung zwischen den Anforderungen der Kraftanlage und des Betriebes vorgenommen. Dies geschieht dadurch, daß die Rückgewinnung in Abhängigkeit von einem Fehler zwischen dem Istwert und dem Sollwert eines Lastparameters gesteuert wird, um eine Steuerschaltung mit geschlossener Schleife zu bilden. Andererseits kann man die Rückgewinnung in Abhängigkeit von einer bekannten Keneigenschaft oder Charakteristik in Abhängigkeit vom Wärme- und Kraftbedarf steuern.

In der Fig. 7 ist schematisch eine Steueranlage dargestellt, die eine geschlossene Schleife aufweist und auf der Anordnung nach der Fig. 4 basiert. Die Turbine 1 und der Kompressor 2 sind auf derselben Welle angeordnet, über die ein elektrischer Generator 13 angetrieben wird. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel wird lediglich von dem Ventil A Gebrauch gemacht, das von einem Ventilstellglied 14 angesteuert wird. Der Abgasweg 15 der Turbine ist durch den Rekuperator 5 geleitet und führt dann über ein Ventil D entweder zum Abwärmboiler 11 oder direkt zum Abgasschornstein. Wenn mehr Wärme erzeugt als von den Wärmeverbrauchern des Betriebs benötigt wird, kann die überschüssige Wärme mit Hilfe des Ventils D ungenutzt abgeführt werden.

Im Weg vom Ventil D bis zum Abwärmboiler ist ein Hilfswärmegenerator 16 angeordnet, der dazu dient, um der Abgaswärme der Turbine für den Fall eines übermäßigen Wärmebedarfs zusätzlich Wärme zuzuführen.

909834/0756

ORIGINAL INSPECTED

Die Heißwasserleitung 12 ist durch den Abwärmboiler 11 geführt und dient dazu, um heißes Wasser durch den gesamten Betrieb zu zirkulieren. Temperaturwandler erfassen die Eingangstemperatur T_1 und die Ausgangstemperatur T_0 des Boilers. Die Ausgangstemperatur T_0 wird mit einem für T_0 gedachten einstellbaren Sollwert T_1 verglichen. Das aus dem Vergleich resultierende Fehlersignal wird einem Regler C1 zugeführt, um das Ventilstellglied 14 so nachzustellen, daß der Fehler so klein wie möglich wird. Wenn somit T_0 zu hoch ist, veranlaßt das Fehlersignal $T_1 - T_0$, daß der Regler C1 den Nebenschluß 7 vermindert und den Rückgewinnungsfaktor erhöht. Am Ausgang des Rekuperators nimmt daher der Wärmegehalt ab, so daß die Ausgangstemperatur des Boilers 11 abfällt.

Ist umgekehrt die Boilerausgangstemperatur T_0 zu niedrig, hat das dem Regler C1 zugeführte Fehlersignal die umgekehrte Polarität und veranlaßt, daß das Ventil A den Nebenschluß 7 vergrößert, so daß den Turbinenabgasen weniger Wärme entzogen wird.

Wenn man annimmt, daß die Kraftleistungsabgabe der Turbine bei den beiden oben geschilderten Zuständen anfangs richtig war, wird sie im ersten Falle erhöht und im zweiten Falle vermindert. Der nicht dargestellte örtliche Regler der Turbine stellt dann die Brennstoffzufuhr so ein, daß die abgegebene Kraftleistung wieder stimmt. Gleichmaßen stellt die geschlossene Schleife über den Regler C1 das Wärme/Kraft-Abgabeverhältnis so ein, daß die Wärmeabgabe des Boilers 11 richtig ist.

Obwohl nun der gesamte Bereich des Kennfeldes nach der Fig. 5 zur Verfügung steht, um eine Anpassung zu erreichen, kann es dennoch vorkommen, daß bei einem sehr hohen Wärme- oder Kraftbedarf die erläuterte Regelung unzureichend ist, so daß eine Anpassung nicht erzielt werden kann. Für

909834/0756

solche Umstände sind die Regler C2 und C3 vorgesehen. Eine Referenztemperatur T_2 ist auf einen Wert eingestellt, der einige Grad oberhalb des Sollwertes T_1 liegt. Die Differenz zwischen T_2 und T_0 , d.h. das Fehlersignal, wird dem Regler C2 zugeführt, der das Ventil D über ein Ventilstellglied 17 ansteuert. Wenn nun trotz einer Zunahme des Rückgewinnungsfaktors unter der Steuerung des Reglers C1 die Boilerausgangstemperatur T_0 immer noch zu hoch ist, und zwar so hoch, daß sie T_2 überschreitet, wird der Regler C2 wirksam, um das Ventil D zu veranlassen, den Nebenschluß 18 in Abhängigkeit von einer zunehmenden Temperaturüberhöhung von T_0 in bezug auf T_2 zu öffnen. Die Folge davon ist, daß Wärme ungenutzt abgeführt wird, d.h. sie wird direkt in den Schornstein geleitet. Die Boilerausgangstemperatur fällt dann ab.

Eine weitere Referenztemperatur T_3 ist auf einen Wert eingestellt, der einige Grad unterhalb von T_1 liegt. Ein Fehlersignal $T_0 - T_3$ wird dem Regler C3 zugeführt, der zunehmend wirksam wird, wenn die Boilertemperatur T_0 unter T_3 abfällt. Die Folge davon ist, daß der Regler C3 den Hilfswärme-generator 16 zündet, um die dem Boiler 11 zugeführte Wärme zu erhöhen. Die auf diese Weise zusätzlich bereitgestellte Wärme wird von dem Regler C3 bestimmt.

Obgleich die Brennstoffzufuhr zur Brennkammer 3 örtlich geregelt werden kann, um eine gewünschte Kraftleistungsabgabe aufrechtzuerhalten, kann bei einer alternativen Anlage auf diese Steuerung bis zu einem gewissen Ausmaß direkt Einfluß genommen werden, indem die Brennstoffzufuhr zur Brennkammer mit der Regelung der Boilerausgangstemperatur verknüpft wird. Wenn dann die Temperatur T_0 abfällt, kann die Brennstoffzufuhr zur Brennkammer direkt erhöht werden, um die Nachfrage nach einer höheren Kraftleistung vorwegzunehmen, wenn der Rückgewinnungsfaktor herabgesetzt wird.

909834/0756

ORIGINAL INSPECTED

LIT. 10 100 100 100

Es sei bemerkt, daß die Regler C1, C2 und C3 nicht unbedingt getrennte Geräte sein müssen. Die Regler C1 und C2 könnten beispielsweise in Form von getrennten Bereichen auf einem einzigen Regler verwirklicht werden. Das bedeutet, daß das Ventil A aufgrund einer entsprechenden Vorspannung nur dann arbeitet, wenn sich das Reglerausgangssignal im unteren Teil dieses Bereiches befindet, und daß das Ventil D nur dann arbeitet, wenn sich das Reglerausgangssignal im oberen Teil des Bereiches befindet. Das System mit dem Hilfswärme-generator hat eine vollständig andere Dynamik und wird daher am besten von einem getrennten Regler angesteuert. Dennoch ist es im Prinzip möglich, einen einzigen Regler zu verwenden, dessen Bereich dann in drei Teile oder Abschnitte unterteilt ist.

Zu der in der Fig. 7 dargestellten Steueranlage mit geschlossener Schleife ist in der Fig. 8 eine alternative Steueranlage gezeigt. Diese Steueranlage ist bezüglich der Grundanordnung des Kompressors, der Turbine und der gesteuerten Rückgewinnung gleich aufgebaut. Unterschiede bestehen allerdings darin, daß das Rückgewinnungsverhältnis in Abhängigkeit von einer vorbestimmten Steuerkennlinie verändert wird. Das Ventil A wird (im Gegensatz zu einem Fehlersignal) von Kraft- und Wärmebedarfssignalen angesteuert, die von Wandlern beim Generator 13 und bei der betrieblichen Heißwasserleitung 12 abgeleitet werden. Die erforderliche Steuerkennlinie kann man dadurch erhalten, daß man von der in der Fig. 5 gezeigten Turbineninformation Koordinatendarstellungen anfertigt, um Schaubilder von R in Abhängigkeit von $Q/\sqrt{P \cdot P_m}$ zu erhalten, wobei P_m die maximale Ausgangsleistung der Turbine ist. Die resultierenden Kennlinien sind in der Fig. 9 für zwei Werte der Turbinenlast dargestellt, und zwar für $P/P_m = 1$ und 0,4. Die gewonnenen Kennlinien, für die die gleichen Annahmen wie bei der Fig. 5 gelten, bilden eine Familie nahezu gerader Linien mit einer ziemlich engen Auffächerung. Es ist daher vernünftig, diese Kennlinien durch

eine einzige mittlere Kennlinie zu ersetzen, die in der Fig. 9 strichpunktiert dargestellt ist. Bei anderen Turbinen und bei einer genaueren Berechnung der Kennlinien kann es allerdings vorkommen, daß die Kennlinien gekrümmt sind und eine größere Auffächerung zeigen. In jedem Falle ist es aber möglich, den erforderlichen Wert für R aus Messungen von P und Q und möglicherweise P_m zu definieren.

P wird mit Hilfe eines geeigneten Wandlers 19 auf der Ausgangsseite des Generators 13 erfaßt. Eine Einrichtung 24 zum Ziehen der Quadratwurzel liefert \sqrt{P} an einen Multiplizierer 25, dem außerdem eine Konstante zugeführt wird, die gleich $\sqrt{P_m}$ ist. Der Wassermassendurchsatz M des betrieblichen Heißwassersystems und die Temperaturdifferenz ΔT zwischen der Hin- und der Rückleitung werden von Wandlern 20, 21 und 22 in der Heißwasserleitung 12 gemessen, die eine Zirkulations- oder Ringleitung darstellt. Die beiden Variablen ΔT und M werden dann einem Multiplizierer 23 zugeführt, um den Wert von Q zu bilden.

Q und die vom Multiplizierer 25 gelieferte Funktion von P werden einer in der Fig. 10 dargestellten Glättungseinrichtung zugeführt, die für ein gewisses vorbestimmtes Zeitintervall Mittelwerte liefert. Diese Werte werden dann von einem Hauptsteuerelement 26 verarbeitet, um den notwendigen Wert von R zu gewinnen. Eine theoretisch berechnete oder experimentell bestimmte Kennlinie, die die Beziehung zwischen dem Nebenschlußventilwinkel θ (vom Ventil A) und R beinhaltet, ist in einem Formgebungsnetzwerk berücksichtigt, um den erforderlichen Ventilwinkel θ_d zu gewinnen. Dieser Ventilwinkel wird einer Ventilpositionssteuerschleife 14 zugeführt, die den Ventilwinkel θ dem geforderten Ventilwinkel θ_d anpaßt.

Das grundsätzliche Blockschaltbild für das Steuerungssystem ist in der Fig. 10 dargestellt.

Um das System zu vervollständigen, ist die Betrachtung erforderlich, welche Maßnahmen notwendig sind, wenn das geforderte Q/P-Verhältnis außerhalb der Grenzen fällt, innerhalb von denen die Gasturbine eine Anpassung vornehmen kann. Falls der Wärmebedarf in bezug auf die erzeugte Kraftleistung auf einen zu niedrigen Wert abfällt, ist es erforderlich, Wärme durch Nebenschluß des Abwärmeboilers ungenutzt abzugeben. Dies geschieht automatisch unter Verwendung des Boilerreglers, wie es an Hand der Fig. 7 erläutert ist. Falls der Wärmebedarf einen zu hohen Wert annimmt, ist es notwendig, den Hilfswärme-generator zu zünden. Dazu wird entweder R oder θ überwacht, und es wird ein Signal erzeugt, um den Hilfswärme-generator zu zünden, der danach vom Regler C3 angesteuert wird.

Die Zündung des Hilfswärme-generators kann sowohl in der Anordnung mit der geschlossenen Schleife als auch in der Anordnung mit der offenen Schleife automatisch eingeleitet werden oder es kann in einfacher Weise dem Betriebspersonal signalisiert werden, den Hilfswärme-generator manuell zu zünden. In einem System mit geschlossener Schleife ist allerdings die zuletzt genannte Möglichkeit unvorteilhaft.

Es kann wünschenswert sein, eine manuelle Übersteuerung des eingestellten Rückgewinnungsfaktors zu gestatten. Diese Möglichkeit ist in den Fig. 7 und 8 durch vorgesehene Umschalter in Betracht gezogen. Auf diese Weise kann der Nebenschlußventilwinkel θ voreingestellt werden.

Beide Systeme können sowohl aus Einzelbauelementen oder aus integrierten analogen oder digitalen Schaltungen aufgebaut werden. Man kann auch einen Minirechner oder Mikroprozessor verwenden, um die Steuer- oder Rechenfunktionen auszuführen. Die in den Fig. 7 und 8 dargestellten Bauelemente sind dann Teile eines Software-Programms, das in einem Rechnerspeicher gespeichert ist.

909834/0756

Li/Gu

ORIGINAL INSPECTED

2905709

-33-

Nummer:

29 05 709

Int. Cl.2:

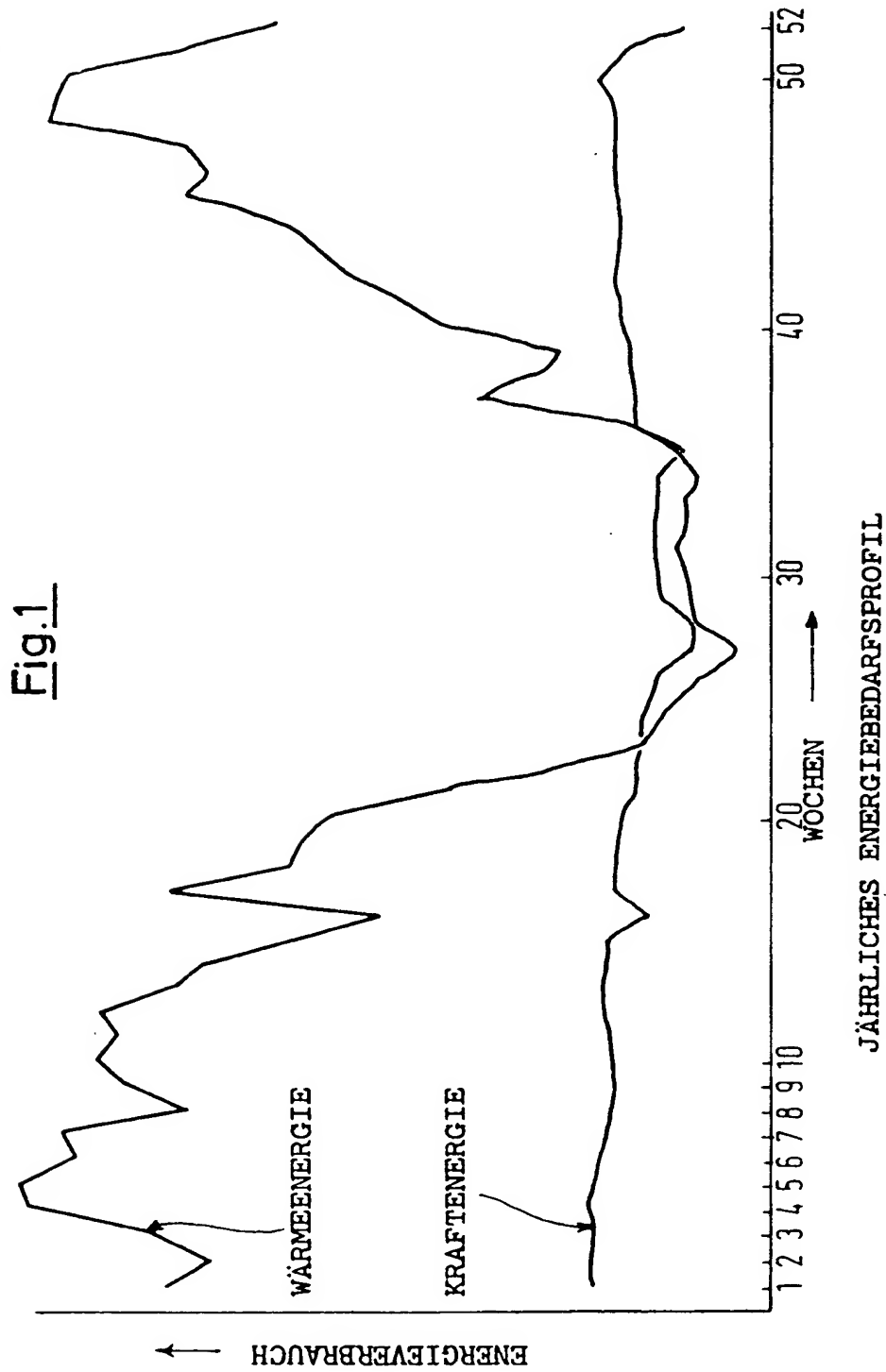
F 02 C 7/34

Anmeldetag:

15. Februar 1979

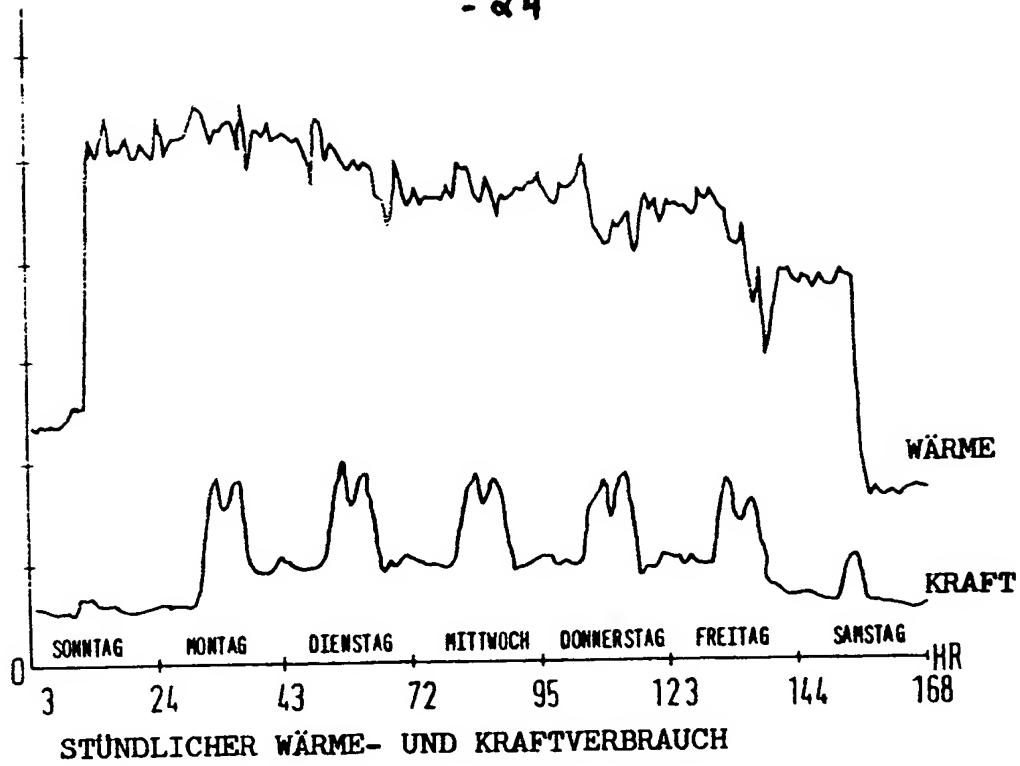
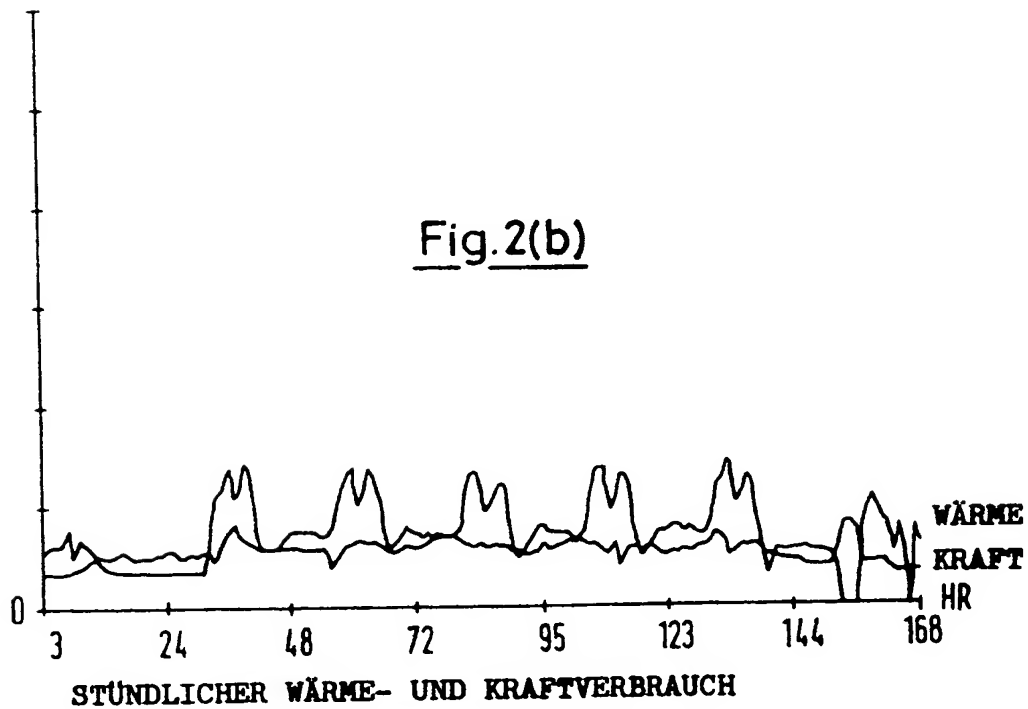
Offenlegungstag:

23. August 1979



909834/0758

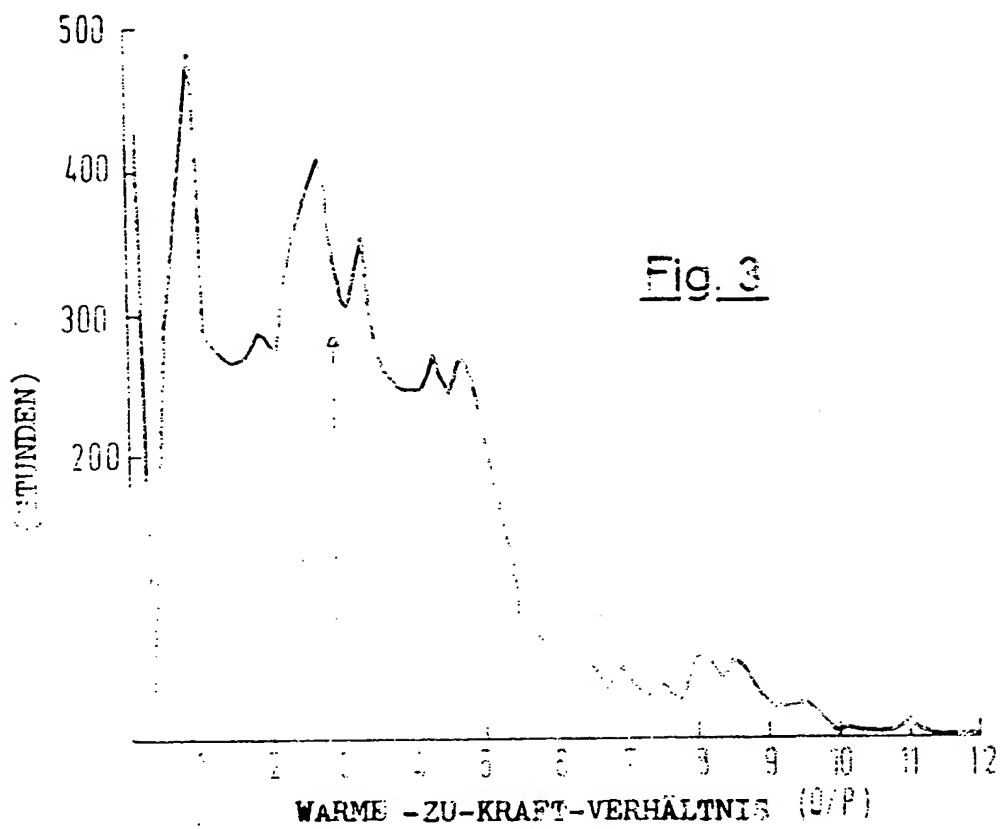
-24-

Fig.2(a)Fig.2(b)

909834/0756

Re P 2905 709.8

ORIGINAL INSPECTED



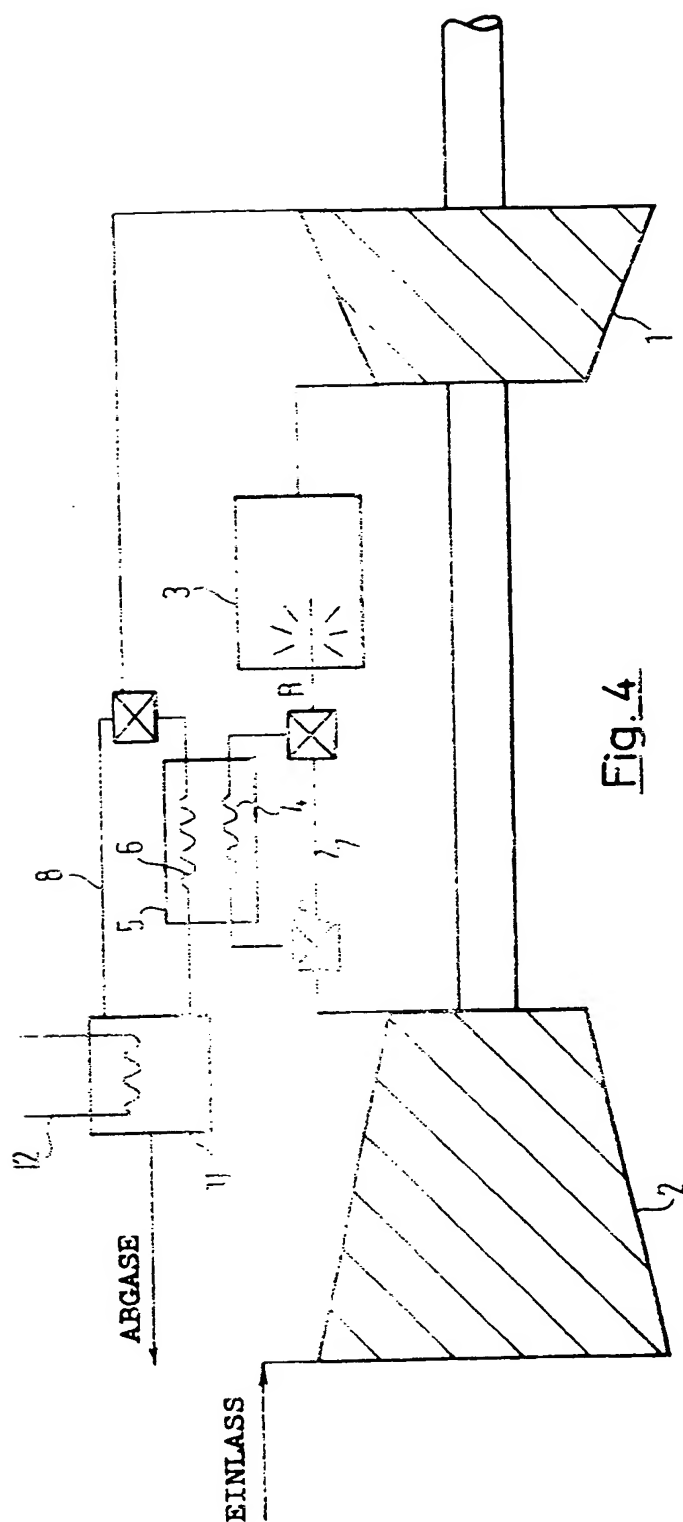
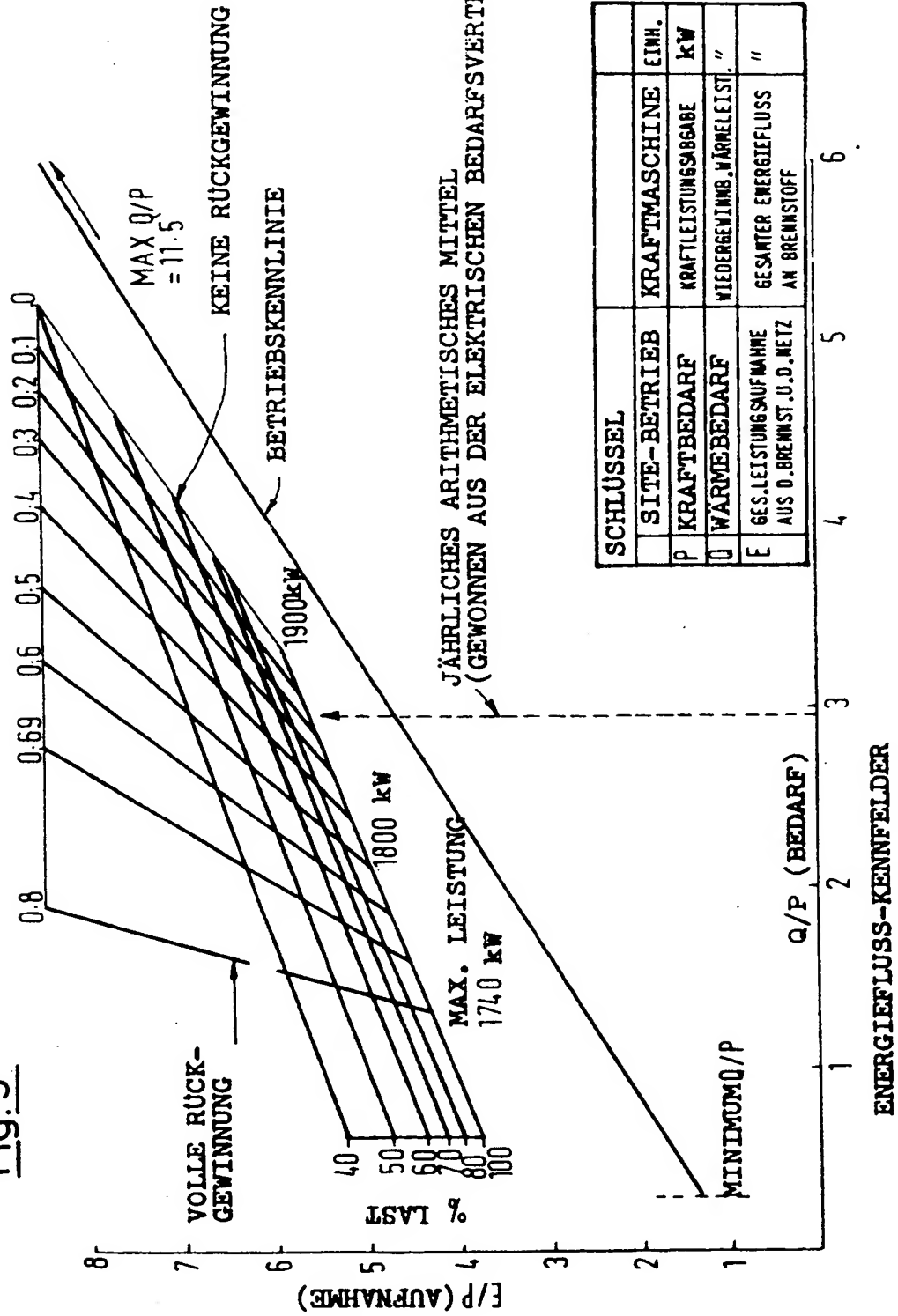


Fig. 5



909834/0756

- 22 -

2905709

2905709

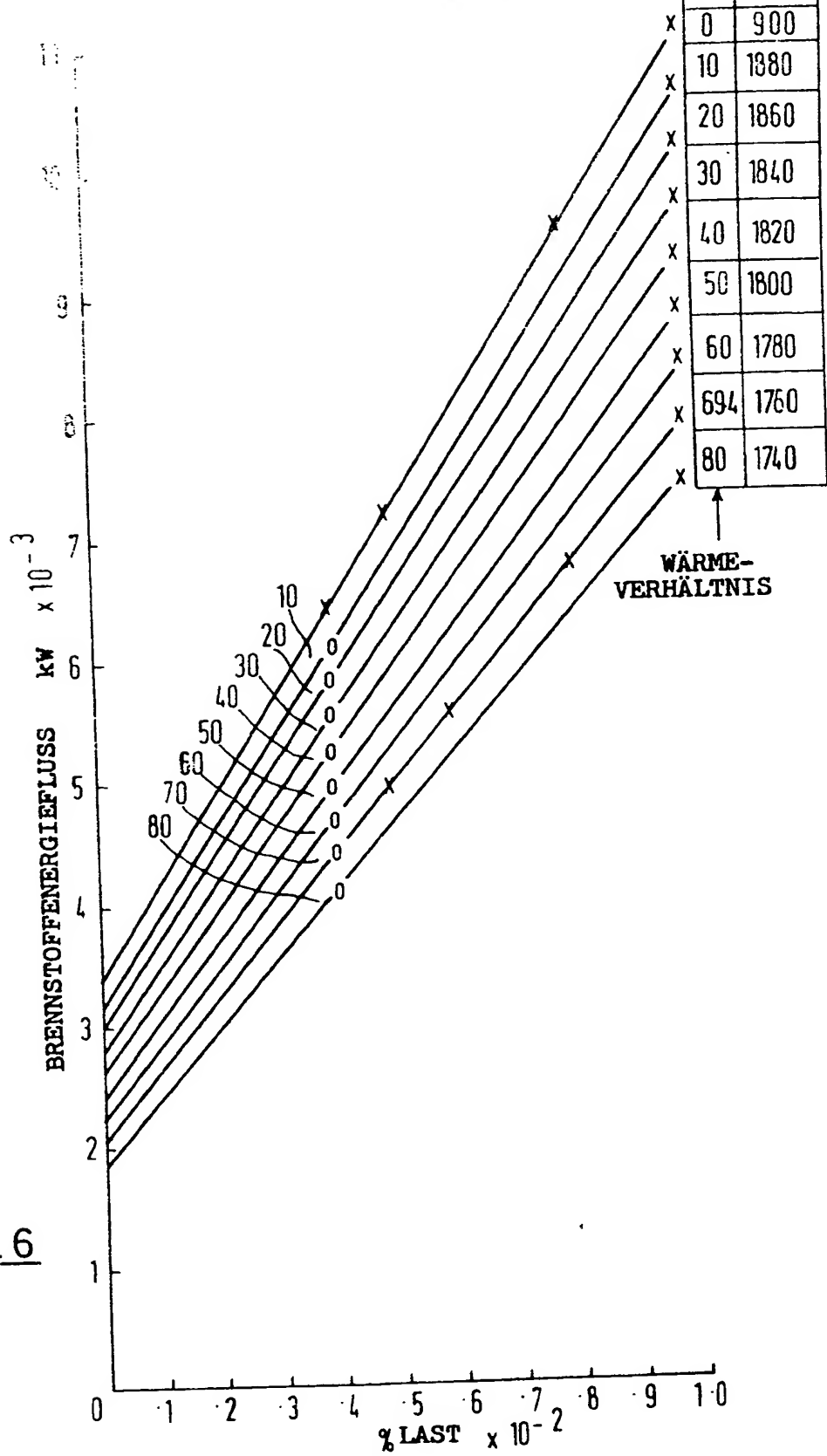
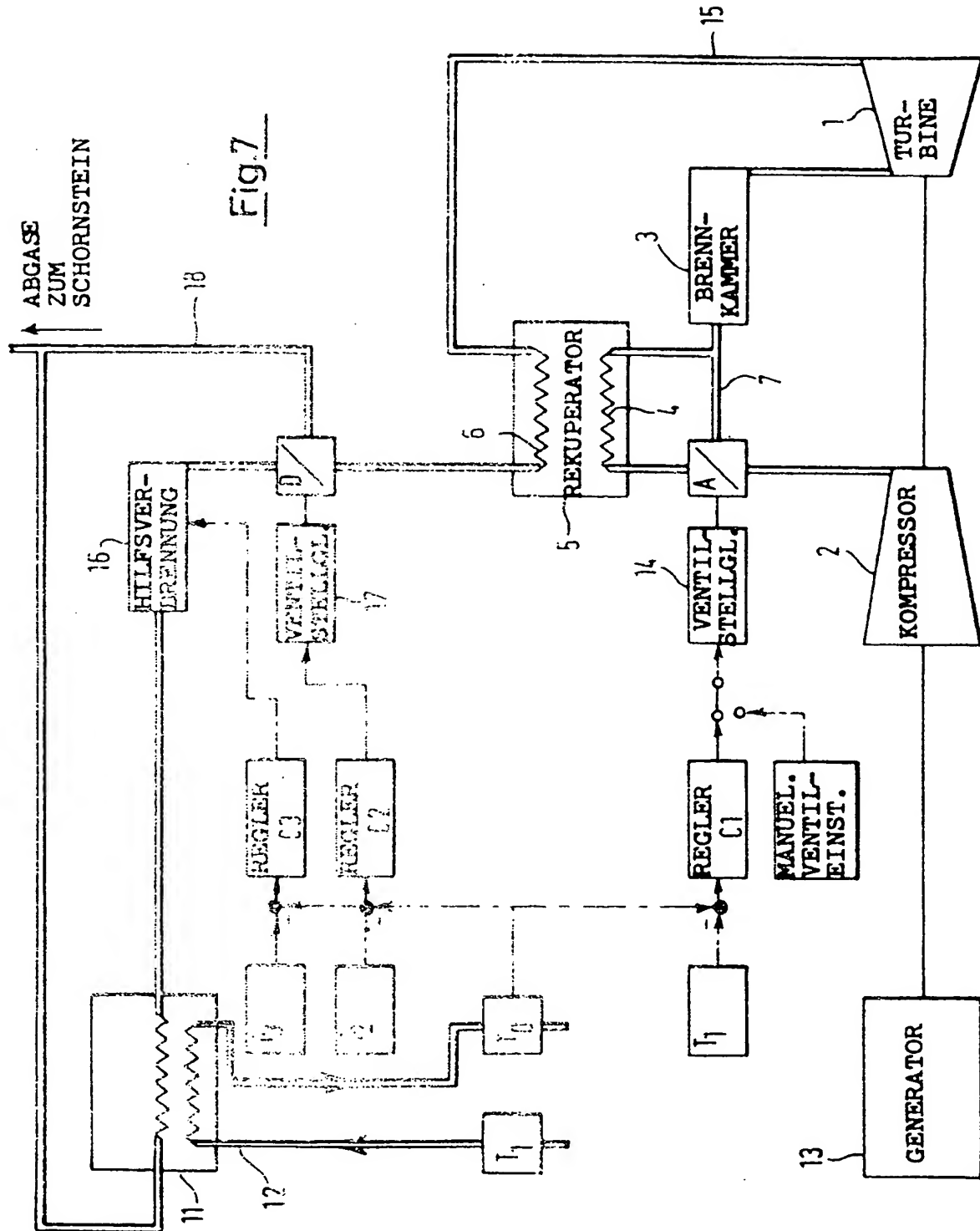
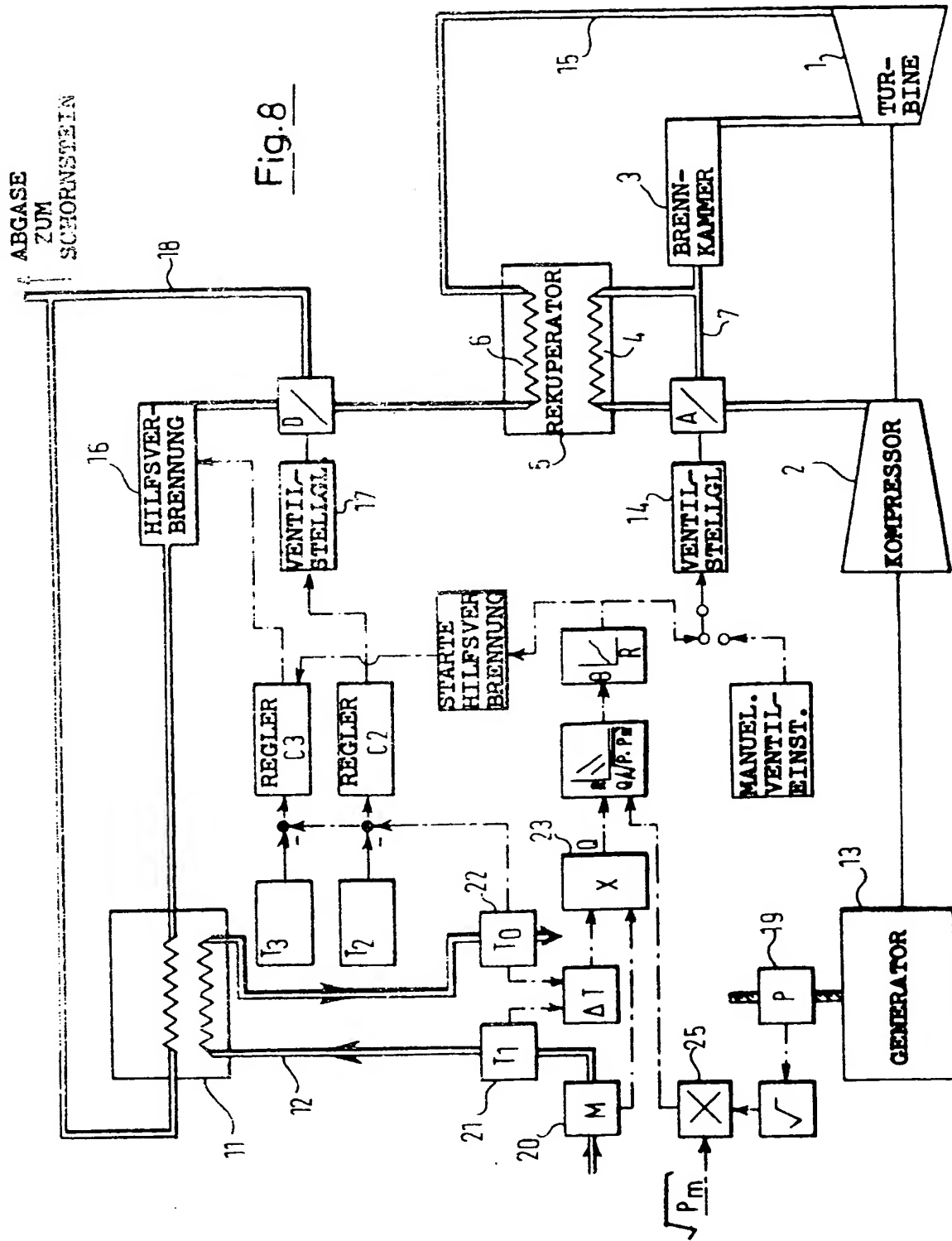


Fig. 6

909834/0756

0. P 29 05 709.

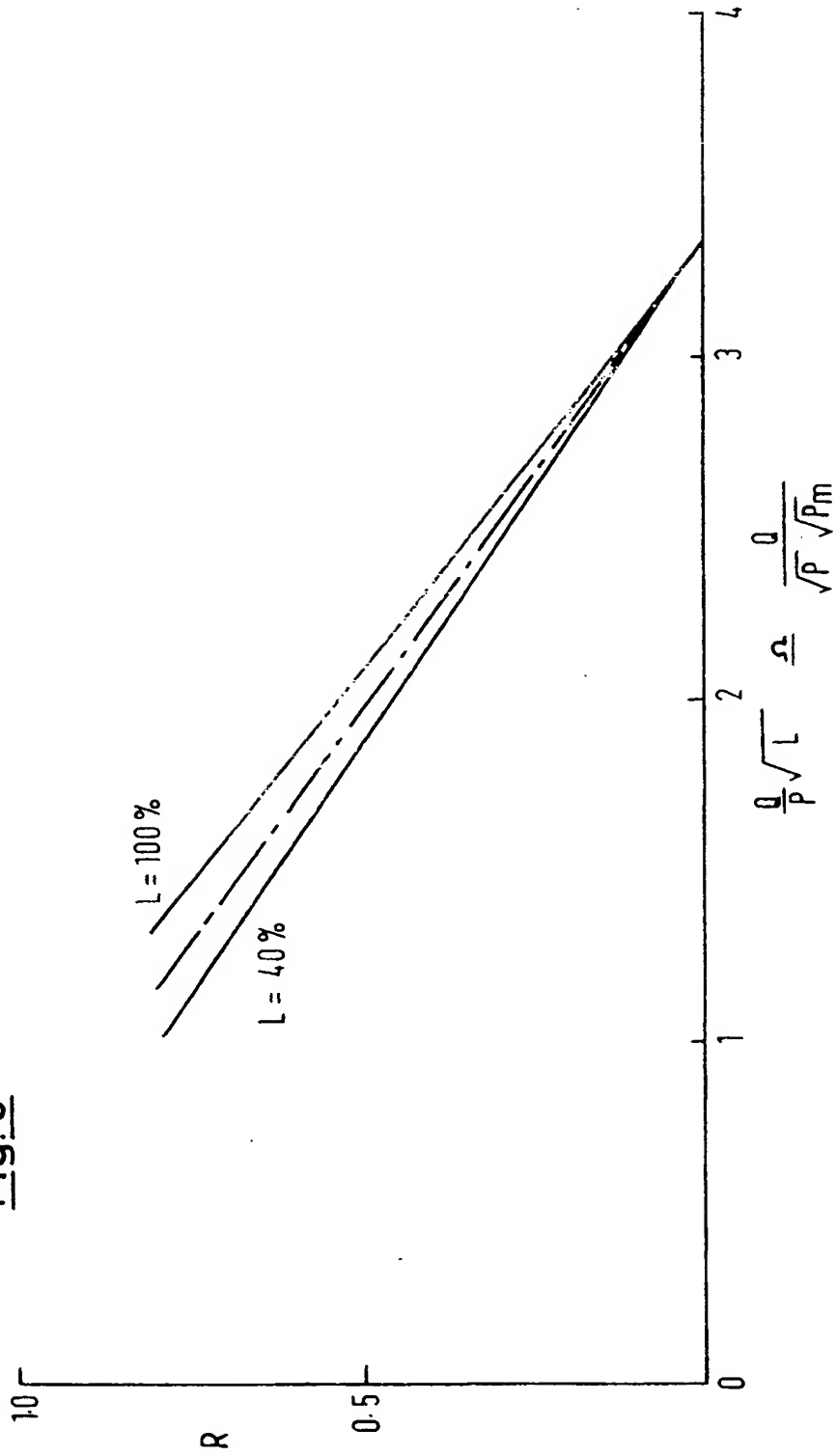




909834/0756

2905709

Fig. 9



909834/0756

2905709.8

THIS PAGE BLANK (USPTO)

. 32 .

2905709

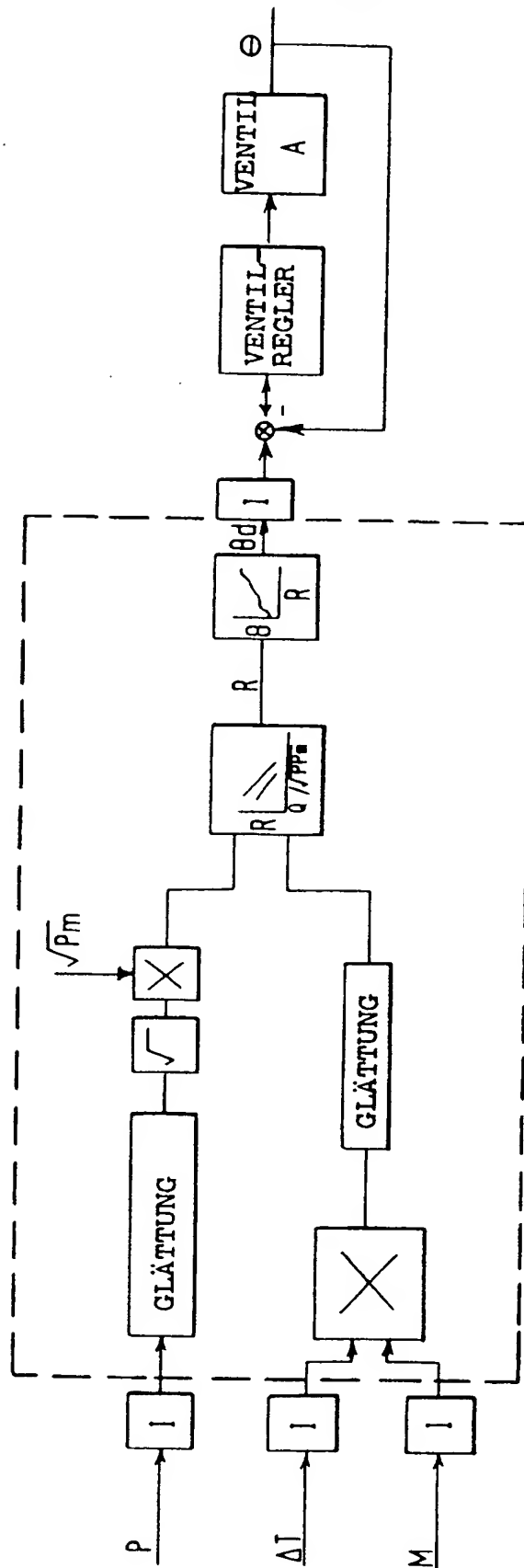


Fig. 10

909834/0756

THIS PAGE BLANK (USPTO)

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☒ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO)